

文章编号: 1000-8055(2024)11-20220859-13

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220859

轴向力对火箭发动机涡轮泵动力学的影响分析

苏 越¹, 许开富², 高永强¹, 廖明夫¹, 金 路², 王 伟², 邹 果¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航天科技集团有限公司 西安航天动力研究所, 西安 710100)

摘 要: 作为运输推进剂的重要部件, 涡轮泵已成为火箭发动机的核心, 其在高速运转中承受的轴向力对振动有显著影响。为揭示轴向力对动力学响应的影响机制, 从接触角切入, 建立轴承刚度理论模型, 阐明刚度随转速及轴向力的变化规律。同时, 设计包含辅助支承的涡轮泵转子试验器, 发现轴向力可显著降低转子不平衡响应。进一步, 利用传递矩阵法和不平衡响应, 建立基于实测数据的刚度辨识方法, 获得试验辨识结果并与理论值对比。研究发现轴向力引入后刚度增加了 30%, 同时转子振幅突增现象消失。表明轴向力对轴承刚度的改善是动力学减振的重要机理, 从而为减振设计提供理论基础。

关 键 词: 液体火箭发动机; 涡轮泵; 轴向力; 轴承刚度; 动力学响应

中图分类号: V434.21

文献标志码: A

Influence of axial force on dynamic behavior of rocket engine turbopump

SU Yue¹, XU Kaifu², GAO Yongqiang¹, LIAO Mingfu¹, JIN Lu²,

WANG Wei², ZOU Guo¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Xi'an Aerospace Propulsion Institute,

China Aerospace Science and Technology Corporation, Xi'an 710100, China)

Abstract: As an important component for transporting propellant, the turbopump has become the core of the rocket engine. Its axial force in high-speed operation has a significant effect on vibration. In order to improve the dynamic characteristics, a theoretical model of bearing stiffness was established. The evolution law of bearing stiffness with rotational speed and axial force was clarified. Besides, a rotor tester including auxiliary supports was designed, and the influence of axial force on the rotor dynamics was explored through tests. Furthermore, through the transfer matrix method and the unbalanced response, a stiffness identification model based on the measured data was established. It was found that the stiffness increased significantly by 30%, after the axial force was introduced. And the sudden increase of the vibration amplitude did not occur. This shows that the improvement of stiffness by axial force is an important mechanism of vibration reduction, thus providing a theoretical basis for dynamic design.

Keywords: liquid rocket engine; turbopump; axial force; bearing stiffness; rotor dynamics response

收稿日期: 2022-11-11

基金项目: 国家科技重大专项(2017-IV-0001-0038); 中央高校基本科研业务费(D5000210486)

作者简介: 苏 越(1992—), 男, 副教授, 博士, 主要从事发动机结构动力学和结构强度研究。E-mail: suy@nwpu.edu.cn

通信作者: 廖明夫(1960—), 男, 教授, 博士, 主要从事航空发动机结构动力学和风能工程方面的研究。E-mail: mfliao@nwpu.edu.cn

引用格式: 苏越, 许开富, 高永强, 等. 轴向力对火箭发动机涡轮泵动力学的影响分析[J]. 航空动力学报, 2024, 39(11): 20220859. SU Yue, XU Kaifu, GAO Yongqiang, et al. Influence of axial force on dynamic behavior of rocket engine turbopump[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(11): 20220859.

作为泵压式液体火箭发动机的核心, 涡轮泵是发动机内部输运推进剂的重要部件。在服役过程中, 涡轮泵经历着高温、高流体压力、高离心载荷的耦合作用。严苛的工作条件增大了涡轮泵的负载, 诱发显著的振动, 继而带来可靠性隐患, 影响服役性能^[1-4]。美国航天器发动机的故障统计表明, 概率较高的故障均存在于涡轮泵系统。可见高速旋转带来的动力学问题为液体火箭发动机的正常运转带来了巨大的挑战^[5-7]。

滚动轴承的刚度是影响涡轮泵动力学特性的关键因素, 吸引了国内外学者的广泛关注^[8]。窦唯等^[9]指出涡轮泵轴承的支承刚度和轴向位置是影响临界转速的重要参数。并通过动力学计算, 证明了轴承支承刚度对临界转速的影响高于轴向位置的影响。窦唯和褚宝鑫等^[10-11]也关注低温液体火箭发动机涡轮泵转子系统, 发现轴承支承刚度对轴系临界转速有较大影响。杜家磊等^[12]建立了考虑支承结构参与振动的转子有限元模型, 发现支承结构降低了转子支承刚度, 从而降低临界转速, 影响动力学特性。可见, 轴承刚度对涡轮泵的临界转速等动力学特性至关重要, 对可靠优异的涡轮泵转子动力学设计有重要指导意义。

同时, 轴承的刚度特性与游隙、接触角等内部参数密切相关。运行中, 系统转速、外载荷、配合关系等参数对轴承游隙、接触角也有显著影响^[13-14]。廖明夫和蒋云帆等^[15-16]基于拟静力学建立了刚度分析模型, 探究了轴承内外环参数、转速和温度对航空发动机前轴承刚度的影响规律。洪杰等^[17]和景晓东^[18]针对航空发动机的支承结构, 利用有限元分析了运行工况和装配参数对刚度特性的影响。通过以上研究, 学者们已深入分析了影响航空发动机支承系统刚度的工况参数, 并指出了刚度特性对转子动力学特性的影响。

以此为基础, 针对液体火箭发动机涡轮泵, 部分学者开展了一定研究。黄金平等^[19]发现高速运行时角接触轴承滚动体接触状态的轻微变化会引起支承刚度及转子响应的显著变化, 导致涡轮泵转子的临界转速难以精确识别。但对涡轮泵支承刚度并未开展深入分析, 缺乏转速、接触状态等因素对刚度的定量分析。杜家磊等^[20]以某涡轮泵转子为对象, 考虑了支承刚度随转速的变化, 然而局限在理论建模和数值仿真方面, 缺乏针对刚度影响的测试验证。可见, 目前针对刚度特性的敏感参数分析集中于航空发动机, 对火箭发动

机涡轮泵的关注仍然较少。

轴向力是液体火箭发动机涡轮泵组件的重要特征, 威胁泵体安全运行, 已成为影响轴承-转子系统稳定运行的重要因素^[3, 19, 21]。黄道琼等^[3]已指出由于泵和涡轮端的巨大压力差, 主轴上较小不平衡面积可引起难以忽略的轴向载荷, 进而改变轴系部件位置, 影响轴承滚动体的接触状态, 给转子稳定运行带来挑战。王维彬等^[21]和黄金平等^[19]也通过试验发现, 由于涡轮泵结构的特殊性, 转子需承受合适的轴向力才能稳定运行。此外, 弓路家^[22]也通过数值仿真, 探究了平衡活塞轴向间隙变化对轴向力影响。但是以上对轴向力的研究局限在定性分析中, 缺乏对轴向力影响的定量探究。

考虑到刚度特性对动力学的重要影响, 转子系统的刚度辨识得到众多学者的关注。鲁鹏等^[23]利用转子不平衡激振力与响应间的线性关系, 发展了一种动刚度测试方法。并搭建单转子试验器, 确定了全转速下的动刚度演化。乔留春^[24]利用组合弹支结构的测试平台, 通过应变-载荷关系标定支反力, 获得不同转速下异型轴承动刚度。雷晓波和廖明夫等^[25]利用 Jeffcott 转子不平衡响应理论, 建立了转子轴承刚度获取的方法, 并开展试验验证。赵文涛^[26]也通过锤击法对机匣支承刚度开展分析, 确定了各处支承刚度, 同时探究了测点及敲击点对于航空发动机刚度特性的影响规律。同时, 廖明夫团队^[16]进一步发展了轴承刚度辨识理论, 建立了基于实测响应的辨识方法, 并以航空发动机的五号支点为对象, 定量分析了圆柱滚子轴承配合和拧紧力矩对刚度的影响。然而, 以上研究仍局限于航空发动机, 对拥有超高功率密度的涡轮泵结构, 刚度特性的定量辨识仍然缺乏, 特别是轴向力因素对刚度的影响规律仍不清晰。

综上, 针对涡轮泵刚度特性的理论和试验辨识问题, 目前已开展的研究仍然较少, 尤其是针对轴向力等涡轮泵典型特征的分析仍不深入。因此, 本文将设计转子试验器, 通过辅助支承施加轴向力, 模拟涡轮泵结构及运行特征, 探究其对动力学响应的影响。同时建立考虑轴向力的刚度理论模型和辨识方法, 阐明轴承动刚度的变化规律。进一步, 开展动刚度测试验证, 揭示轴向力因素对刚度的影响规律, 进而阐明其对涡轮泵振动的影响机理。

1 带辅助支承的涡轮泵试验器设计

为探索轴向力对涡轮泵转子系统动力学特性的影响规律,需搭建试验平台,借助辅助支承装置提供轴向载荷。本节根据涡轮泵真实转子和轴承座,结合测试需求,设计了试验系统,主要包括支承、辅助支承、润滑、驱动和测试系统。同时完成调试,确定转子基本动力学特征。

1.1 涡轮泵转子结构分析

图 1 为涡轮泵转子结构示意图,主要包含诱导轮、离心轮、涡轮、主轴、深沟球轴承、角接触球轴承及轴套结构。如图,各轴系部件依次串装在主轴上,并通过轴端锁紧螺母施加压紧力。轴向力通过轴套传递,同时完成轴向定位。诱导轮和离心轮,采用花键与主轴小间隙配合,轴承与主轴小过盈配合。涡轮焊接于主轴形成整体。

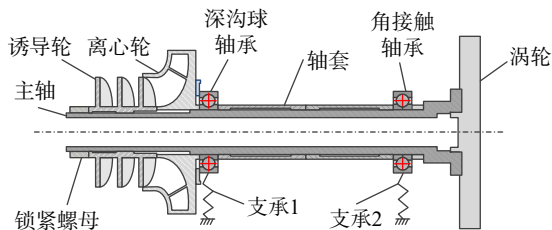


图 1 涡轮泵主要结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the turbo pump rotor

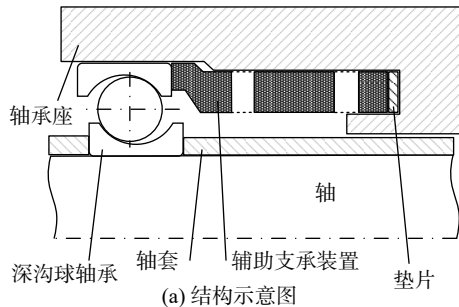
为模拟火箭发动机工作状态,采用某型涡轮泵真实转子作为试验器主体部分。同时依据实际支承结构的刚度,设计转子支承系统。此外,由于工作状态下,借助高温高压燃气推动涡轮完成涡轮泵的转动。实验室不具备以上条件,因此参照类似研究工作,改造驱动系统,在涡轮盘中央处焊接法兰联轴器,并以伞绳与高速电机柔性连接,带动试验器转子工作^[19]。

1.2 辅助支承装置设计

辅助支承是试验器设计的关键,通过向深沟球轴承外环施加轴向预紧力,限制外环径向位移。因此,辅助支承两端应分别与轴承外环和轴承座接触。同时设计垫片,改变辅助支承长度,调整预紧力。图 2(a)是辅助支承装置示意图。

参照轴承座和轴承结构,选择空心柱体作为辅助支承装置,在圆柱体侧面加工三层六道弧形槽,层间相互交叉,形成开槽弹簧状。由于轴承外环与轴承座间小间隙配合,为避免开槽弹簧与保持架直接接触,在径向留有余量。同时,弧形

槽尺寸可调节辅助支承的刚度。材料选用不锈钢,实物如图 2(b)所示。随后利用载荷位移关系,测试辅助支承刚度,结果如表 1 所示。



(a) 结构示意图



(b) 实物示例

图 2 轴承辅助支承装置

Fig. 2 Auxiliary supporting device of bearing

表 1 辅助支承的刚度数值

Table 1 Stiffness values of auxiliary supports

参数	载荷/kN				
	1	2	3	4	5
平均位移/mm	0.39	0.78	1.17	1.57	1.96
刚度值/ 10^6 (N/m)	2.56	2.56	2.56	2.55	2.55

1.3 测试系统设计

为了全面反映转子振动响应,同时考虑试验器结构限制,各测点布置如图 3 所示。在涡轮外侧、离心轮、轴端锁紧螺母、轴套安装位移传感器。传感器正交安装,以完整反映转子振动。同时涡轮泵工作中,会发生轴向窜动,影响轴承游隙和接触角。因此选择轴端锁紧螺母端面作为轴向测量面,对轴向位移进行监测。光电传感器监测转速信号。综上所述,测试系统由传感器、信号调理器、数据采集卡和计算机等组成,共形成 6 个振动测量面与 1 个转速测量面,采样频率为 10 kHz。

1.4 试验器总体方案

为了准确模拟转子试验器的动力学特征,测量涡轮泵转子系统响应。在完成辅助支承和测试系统设计后,同时开展驱动、润滑、防护系统的设

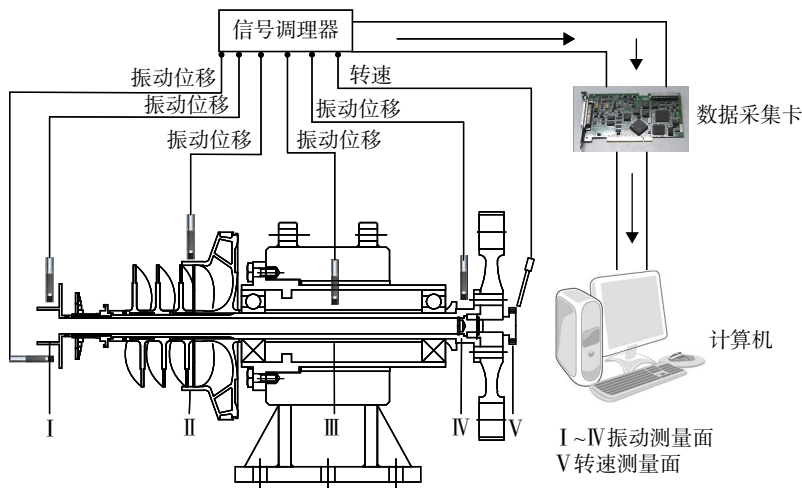


图 3 试验器系统示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the tester system

计,完善试验器系统。其中,考虑到转子试验器长时间、高转速的运行需要,采用油浴润滑、重力回油的方式对轴承进行润滑冷却。同时,根据测试转速和扭矩要求,选用 260SD18Q60 型高速电机驱动试验器。为了试验安全,设置安全防护罩保障测试安全。试验器整体方案如图 3 所示。

为保证转子试验器测试顺利完成,选用软件 CAMB9100 旋转机械状态监测与动平衡系统监测试验状态,确保转子振动处于合理区间。依次完成对试验器润滑、驱动、支承系统的调试,同时检测传感器支架以及试验台的自振频率,避开共振区间。进一步完成转子的动平衡,确保转子平稳达到工作转速,最终完成试验器调试工作,为后续测试奠定基础。

2 考虑轴向力的轴承刚度模型

针对涡轮泵结构中大游隙深沟球轴承引起的振动问题,需要利用辅助支承的轴向力控制转子动力学响应,达到减振目的。因此本节首先基于轴承内部参数确定接触角和游隙,进而引入转速、轴向力因素,建立考虑运行和装配参数的刚度理论模型,分析轴向力等因素对刚度的影响规律。同时基于传递矩阵法和不平衡响应,建立针对涡轮泵结构的刚度辨识方法,为后续刚度特性的辨识建立理论基础。

2.1 轴承变形几何分析

滚动轴承通过滚动体与内外环滚道的接触来承受载荷,在外载作用下,接触面将从点接触过渡为椭圆接触。基于 Hertz 接触模型,可以构建接触载荷与弹性趋近量的关系为

$$\delta = \frac{F}{\pi\mu} \left(\frac{9 \sum \rho}{E^2} \right)^{\frac{1}{3}} Q^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

本文将从轴承内部几何关系切入,在外加载荷作用下,内、外环发生相对轴向位移 δ_a 、径向位移 δ_r 和角向位移 θ 。变形前后滚珠与滚道曲率中心的关系如图 4 所示。

如图 4(b)所示,假设外环滚道曲率中心 O_0 固定,滚珠中心 O 和内环滚道曲率中心由 O_i 移动到 O' 和 O'_i 。此时,滚珠与内、外环接触角 α 分别变成 α_{ij} 和 α_{oj} 。由此可确定内环与外环滚道曲率中心之间的轴向距离 S'_a 和径向距离 S'_r 。

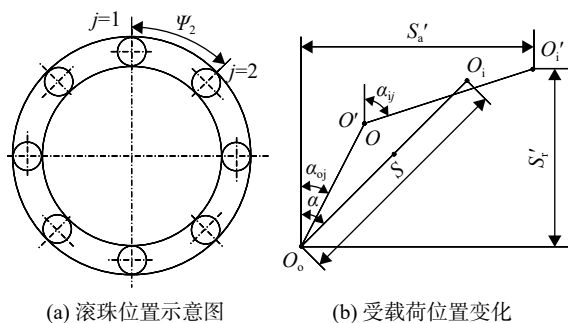


图 4 第 j 个滚珠受载位移示意图

Fig. 4 Diagram of loading displacement of jth ball

滚珠与内外环间的距离是确定接触刚度的重要因素,依据轴承内部几何关系,同时考虑滚珠与内、外环滚道之间存在的接触变形量 δ_i 、 δ_o ,可建立滚珠中心 O' 、内环滚道曲率中心 O_i 、 O'_i 与外环滚道曲率中心 O_0 间的距离关系,如图 5 所示。

其中加载变形后,外环滚道曲率中心与滚珠中心的轴向、径向距离分别为 X_a 和 X_r ,由此可以建立滚动体与滚道的接触角为式(2)^[27]

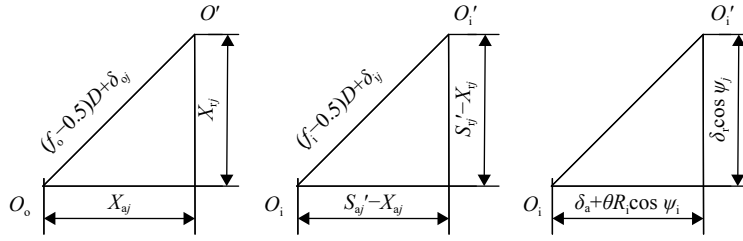


图 5 内外环曲率中心卸载位置图

Fig. 5 Distance between ball and curvature center of inner and outer rings

$$\begin{cases} X_{aj}^2 + X_{ij}^2 - [(f_o - 0.5)D + \delta_{oj}]^2 = 0 \\ (S'_{aj} - X_{aj})^2 + (S'_{ij} - X_{ij})^2 - [(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}]^2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

2.2 轴承受力分析

涡轮泵轴承经历高速旋转, 需考虑离心力、陀螺力矩以及摩擦力对滚动体的影响。取单个滚动体为研究对象, 开展受力分析(图 6)。

图 6 中 F_c 为滚动体围绕轴承轴线公转产生的离心力, M_{gj} 为滚珠陀螺力矩, 此外 Q_i 和 Q_o 为内、外环滚道接触载荷, f_{ij} 、 f_{oj} 为内、外环滚道摩擦力, 可由第 j 个滚动体与内、外环滚道摩擦力矩的分配系数 λ_{ij} 和 λ_{oj} 确定。依据力平衡关系, 可以建立滚动体的受力方程(式(3))^[27]

$$\begin{cases} Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - \frac{M_{gj}}{D} (\lambda_{ij} \cos \alpha_{ij} - \lambda_{oj} \cos \alpha_{oj}) = 0 \\ Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} - \frac{M_{gj}}{D} (\lambda_{ij} \sin \alpha_{ij} - \lambda_{oj} \sin \alpha_{oj}) + F_{cj} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

将接触角关系式(2)结合受力方程(式(3)),

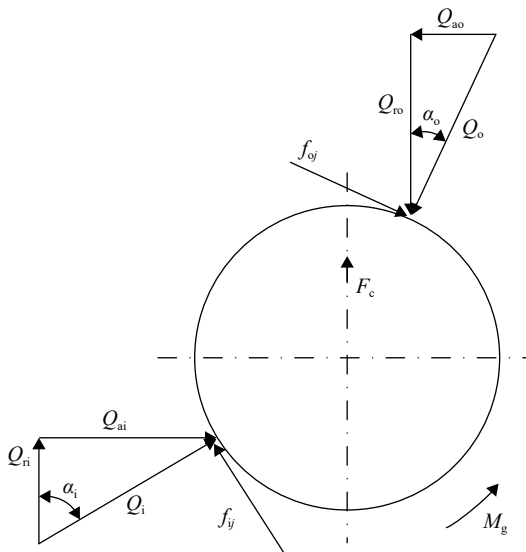


图 6 滚动体受力示意图

Fig. 6 Diagram of ball under load

同时考虑多个滚动体的联合作用, 以及轴承承受的外加载荷, 建立轴承整体的平衡方程(式(4))

$$\begin{cases} F_a = \sum_{j=1}^Z \left(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - \frac{M_{gj}}{D} \lambda_{ij} \cos \alpha_{ij} \right) \\ F_r = \sum_{j=1}^Z \left(Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + \frac{M_{gj}}{D} \lambda_{ij} \sin \alpha_{ij} \right) \cos \psi_j \\ M = \sum_{j=1}^Z \left[\left(Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - \frac{M_{gj}}{D} \lambda_{ij} \cos \alpha_{ij} \right) R_i + \frac{\lambda_{ij} M_{gj}}{D} r_i \right] \cos \psi_j \end{cases} \quad (4)$$

2.3 轴承刚度理论模型

已知外载荷后, 可以利用几何方程和平衡方程确定接触载荷 Q 和弹性趋近量 δ 的关系。方程组中, 外载荷径向力 F_r , 轴向力 F_a 和力矩 M 为已知量, 轴向位移 δ_a 、径向位移 δ_r 和角向位移 θ , 受载后外环滚道曲率中心与滚珠中心的轴向距离 X_a 和径向距离 X_r 为未知量, 接触角 α_{ij} 和 α_{oj} 可由 X_a 、 X_r 等几何参数表示。方程与未知量数目一致, 采用 Newton-Raphson 迭代法数值求解。具体流程如图 7 所示。

对式(1)关于 Q 进行求导, 即可确定单个滚珠的接触刚度为

$$K = \frac{\pi \mu}{2F} \left(\frac{3E^2 Q}{\sum \rho} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5)$$

考虑到内外环接触状态不一致, 接触刚度应单独计算

$$K_{ij} = \frac{\pi \mu_{ij}}{2F_{ij}} \left(\frac{3E_{ij}^2 Q_{ij}}{\sum \rho_{ij}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

$$K_{oj} = \frac{\pi \mu_{oj}}{2F_{oj}} \left(\frac{3E_{oj}^2 Q_{oj}}{\sum \rho_{oj}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

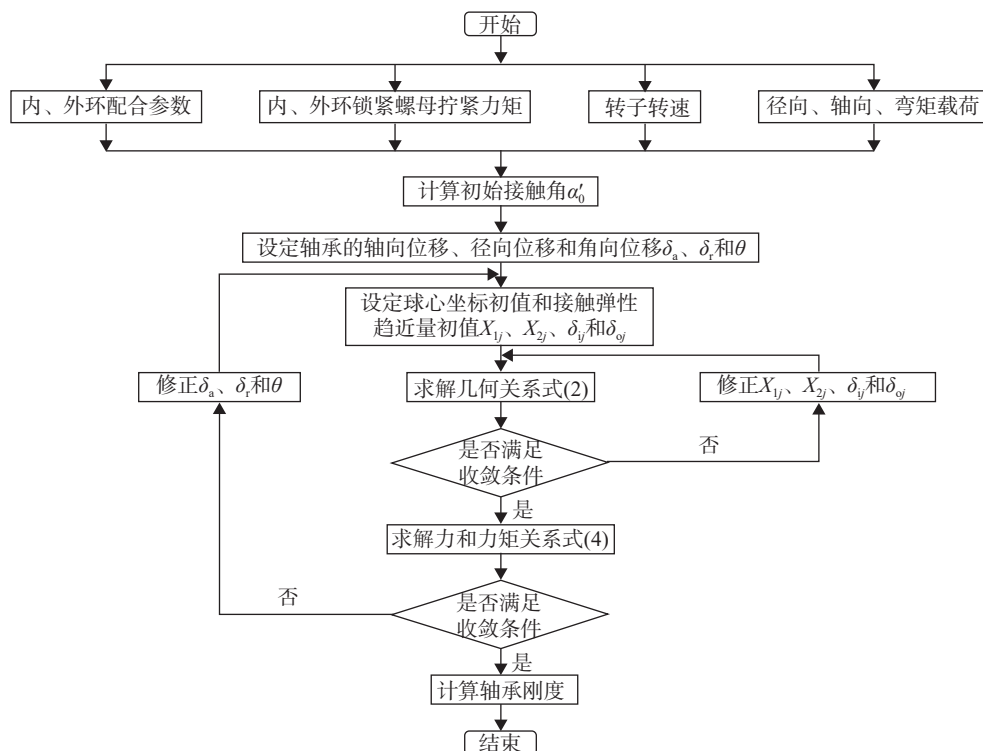


图 7 参数计算流程

Fig. 7 Calculation flow chart of parameters

之后考虑内外环刚度的串联,及多个滚动体的并联,形成轴承刚度

$$K_r = \sum_{j=1}^Z \frac{K_{rij} K_{roj}}{K_{rij} + K_{roj}} \cos^2 \left[\frac{2\pi}{Z} (j-1) \right] \quad (8)$$

2.4 轴承刚度辨识模型

为获取轴向力对涡轮泵轴承刚度的影响,需要从振动响应辨识出刚度,并与理论模型对比。本文利用传递矩阵计算不平衡响应的方法,通过试验数据,进行辨识。原理如图 8 所示,辨识中需明确不平衡量的大小相位,及不平衡响应。由于初始不平衡量难以准确测量。因此测试配重前后的响应。通过配重前后响应的矢量差,确定真实不平衡量及其对应振动,利用基于传递矩阵的不平衡响应计算公式反推刚度。

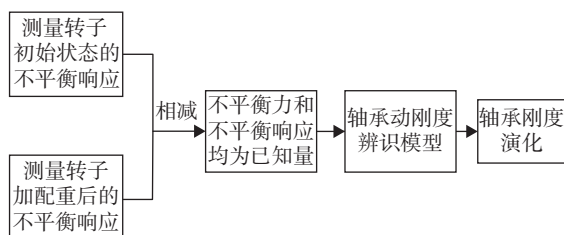


图 8 轴承刚度辨识流程

Fig. 8 Bearing stiffness identification process

参照涡轮泵试验器结构,首先构建动力学数值计算模型,将离心轮、诱导轮和涡轮盘简化为圆盘,如图 9 所示。转子被简化为 27 个节点,其中 7、10 和 27 结点分别为诱导轮、离心轮和涡轮位置,深沟球和角接触轴承位于 12、19 个结点处。盘单元参数如表 2 所示。传感器的测量位置 1~5 分别位于 1、10、15、26、27 节点。

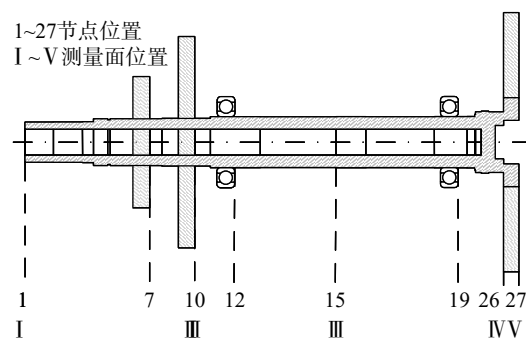


图 9 转子系统的有限元离散模型

Fig. 9 Discrete model of rotor system

依据传递矩阵法以及试验器离散模型,转子动力学响应以状态向量的形式进行传递,用位移、转角、弯矩和剪力表示测量位置 i 的状态向量,为 $[\bar{x} \quad \bar{\theta}_y \quad \bar{M}_y \quad \bar{Q}_x \quad \bar{y} \quad \bar{\theta}_x \quad \bar{M}_x \quad \bar{Q}_y \quad 1]^T$ 。由于试验器左端自由,可将测点 I 状态向量简化为

表 2 盘单元参数

Table 2 Parameters of disk element

位置	径向转动惯量/ (kg·m ²)	极转动惯量/ (kg·m ²)	质量/ kg	节点 编号
诱导轮	0.006 842	0.008 99	3.025	7
离心轮	0.027 31	0.050 27	6.978	10
涡轮	0.039 04	0.077 07	8.86	27

$\begin{bmatrix} \bar{x} & \bar{\theta}_y & 0 & 0 & \bar{y} & \bar{\theta}_x & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_I^T$ 。考虑深沟球轴承位于到测量位置 I 与 III 之间, 两测点状态向量之间的传递关系可表示为

$$\begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{\theta}_y \\ \bar{M}_y \\ \bar{Q}_x \\ \bar{y} \\ \bar{\theta}_x \\ \bar{M}_x \\ \bar{Q}_y \\ 1 \end{bmatrix}_{III} = \mathbf{PBI} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{\theta}_y \\ 0 \\ 0 \\ \bar{y} \\ \bar{\theta}_x \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}_I \quad (9)$$

式中 $\mathbf{B}$ 为轴承节点处的传递矩阵, $\mathbf{I}$ 为轴承与测点 I 间的传递矩阵, $\mathbf{P}$ 为轴承与测点 III 间的传递矩阵。 S_x 和 S_y 代表轴承水平、竖直方向刚度, 则 $\mathbf{B}$ 表示为

$$\begin{cases} \bar{x}_3 = P_{11}\bar{x}_1 + P_{12}\bar{\theta}_{y1} - P_{14}S_x\bar{x}_1 + P_{15}\bar{y}_1 + P_{16}\bar{\theta}_{x1} - P_{18}S_y\bar{y}_1 + P_{19} \\ \bar{y}_3 = P_{51}\bar{x}_1 + P_{52}\bar{\theta}_{y1} - P_{54}S_x\bar{x}_1 + P_{55}\bar{y}_1 + P_{56}\bar{\theta}_{x1} - P_{58}S_y\bar{y}_1 + P_{59} \end{cases} \quad (12)$$

式中包含 S_x 、 S_y 、 $\bar{\theta}_{x1}$ 、 $\bar{\theta}_{y1}$ 四个未知数。

对于未知参量, 测点 I 状态向量中的 $\bar{\theta}_{x1}$ 和 $\bar{\theta}_{y1}$, 可利用测点 II 与 I 间的传递矩阵关系确定

$$\begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{\theta}_y \\ \bar{M}_y \\ \bar{Q}_x \\ \bar{y} \\ \bar{\theta}_x \\ \bar{M}_x \\ \bar{Q}_y \\ 1 \end{bmatrix}_{II} = \mathbf{H} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{\theta}_y \\ 0 \\ 0 \\ \bar{y} \\ \bar{\theta}_x \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}_I \quad (13)$$

考虑到式(13)中测点 II 的位移也可测量, 同样利用第 1、5 行建立方程组

$$\begin{cases} H_{11}\bar{x}_1 + H_{12}\bar{\theta}_{y1} + H_{15}\bar{y}_1 + H_{16}\bar{\theta}_{x1} + H_{19} = \bar{x}_2 \\ H_{51}\bar{x}_1 + H_{52}\bar{\theta}_{y1} + H_{55}\bar{y}_1 + H_{56}\bar{\theta}_{x1} + H_{59} = \bar{y}_2 \end{cases} \quad (14)$$

式中 $\mathbf{H}$ 为测量位置间的传递矩阵, 可由其间阶梯轴、诱导轮、离心轮参数确定^[28]。两个方程两个未知数, 即可确定 $\bar{\theta}_{x1}$ 和 $\bar{\theta}_{y1}$ 。

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -S_x & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -S_y & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

除轴承外, 测点 I、III 间的阶梯轴段、集中质量点以及盘单元的参数均为已知量, 可确定 $\mathbf{I}$ 和 $\mathbf{P}$ 矩阵^[28]。因此式(9)可化简为:

$$\begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{\theta}_y \\ \bar{M}_y \\ \bar{Q}_x \\ \bar{y} \\ \bar{\theta}_x \\ \bar{M}_x \\ \bar{Q}_y \\ 1 \end{bmatrix}_{III} = \mathbf{PBI} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{\theta}_y \\ 0 \\ 0 \\ \bar{y} \\ \bar{\theta}_x \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}_I = \mathbf{P} \begin{bmatrix} \bar{x}_1 \\ \bar{\theta}_{y1} \\ 0 \\ -S_x\bar{x}_1 + 0 \\ \bar{y}_1 \\ \bar{\theta}_{x1} \\ 0 \\ -S_y\bar{y}_1 + 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

考虑到 $\bar{x}_3$ 和 $\bar{y}_3$ 可由传感器测量, 为已知量。

因此利用上式, 对第 1、5 行列方程, 可以得到:

之后式(12)中仅包含刚度参数两个未知量, 联立即可确定轴承刚度。再根据总支承刚度是轴承与轴承外的支承结构的串联关系, 即可获得刚度辨识值。

3 辅助支承对刚度特性影响分析

3.1 轴向力对轴承理论刚度的影响

不安装辅助支承时, 轴承外环自由, 不承受轴向力。安装后, 外环承受 1 000~4 000 N 作用力。依据文中第 2.1~2.3 节, 设定工作转速为 18 000 r/min, 按照无轴向力状态计算初始接触角 8.37°, 作为迭代初值, 其余参数展示在表 3, 分析轴向力对理论刚度的影响。

图 10 展示了轴承刚度理论值。可以看出, 轴向载荷在 1 000~4 000 N 间变化时, 轴承理论刚度将随着轴向力的增大而增大。轴向力改变初期, 刚度增大较快, 之后减弱。轴向力的引入, 增大轴向位移, 进而增大了滚动体与内外环的接触角, 进一步提高接触载荷, 提升刚度。

表 3 轴承基本参数	
Table 3 Parameters of bearing element	
参数	数值
密度/(g/cm ³)	7.75
弹性模量/GPa	200
泊松比	0.29
滚珠数	10
内径/mm	70
外径/mm	125
滚珠直径/mm	17.46

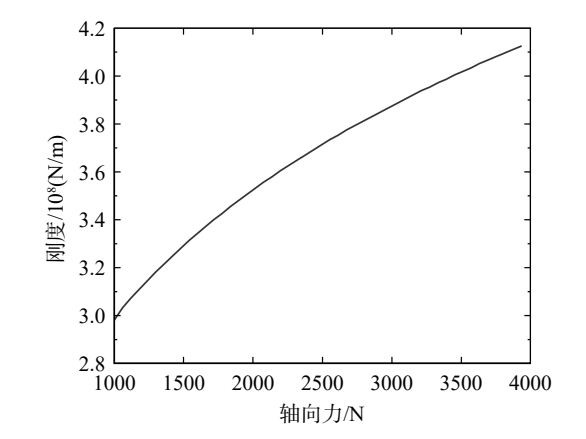


图 10 轴向力对刚度理论数值的影响
Fig. 10 Influence of axial force on the theoretical value of stiffness

图 11 展示了轴承理论刚度随转速的变化，可以看出，随着转速增加，深沟球轴承的刚度逐渐增大。同时，增大速度逐渐变缓，最终趋于稳定。这是因为试验中，轴承内环旋转，外环不旋转。转速增加，离心力导致内环膨胀，减小轴承游隙，增大接触角，从而提升刚度。

3.2 试验器动力学特性

完成试验器调试后，首先开展未安装辅助支承的测试，分别在轴端和涡轮端添加不平衡量，

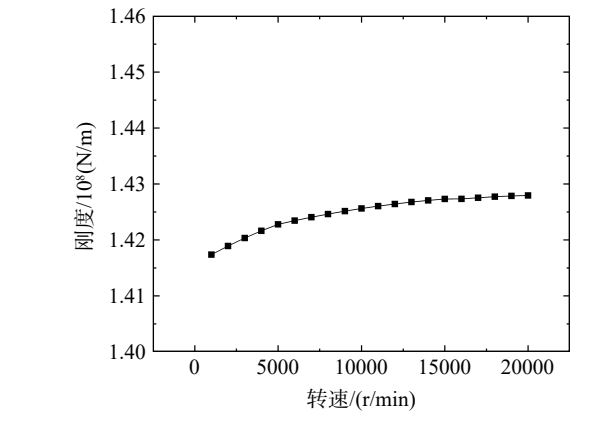
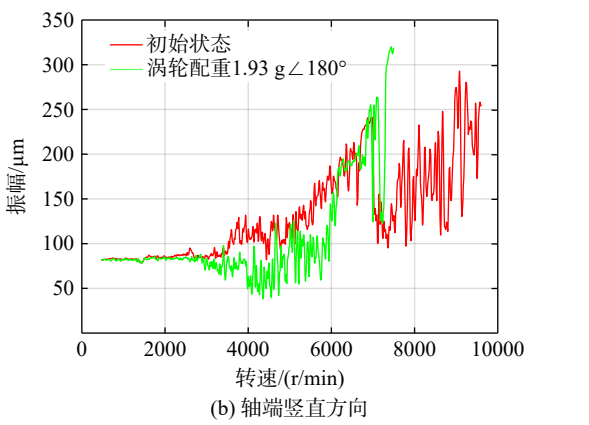
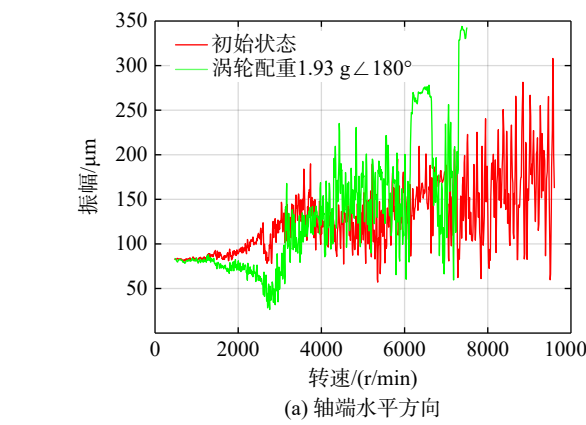


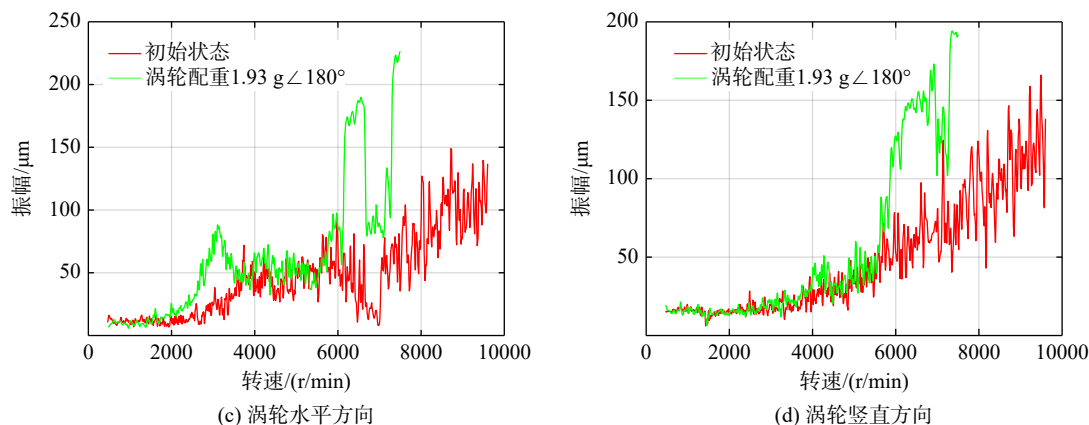
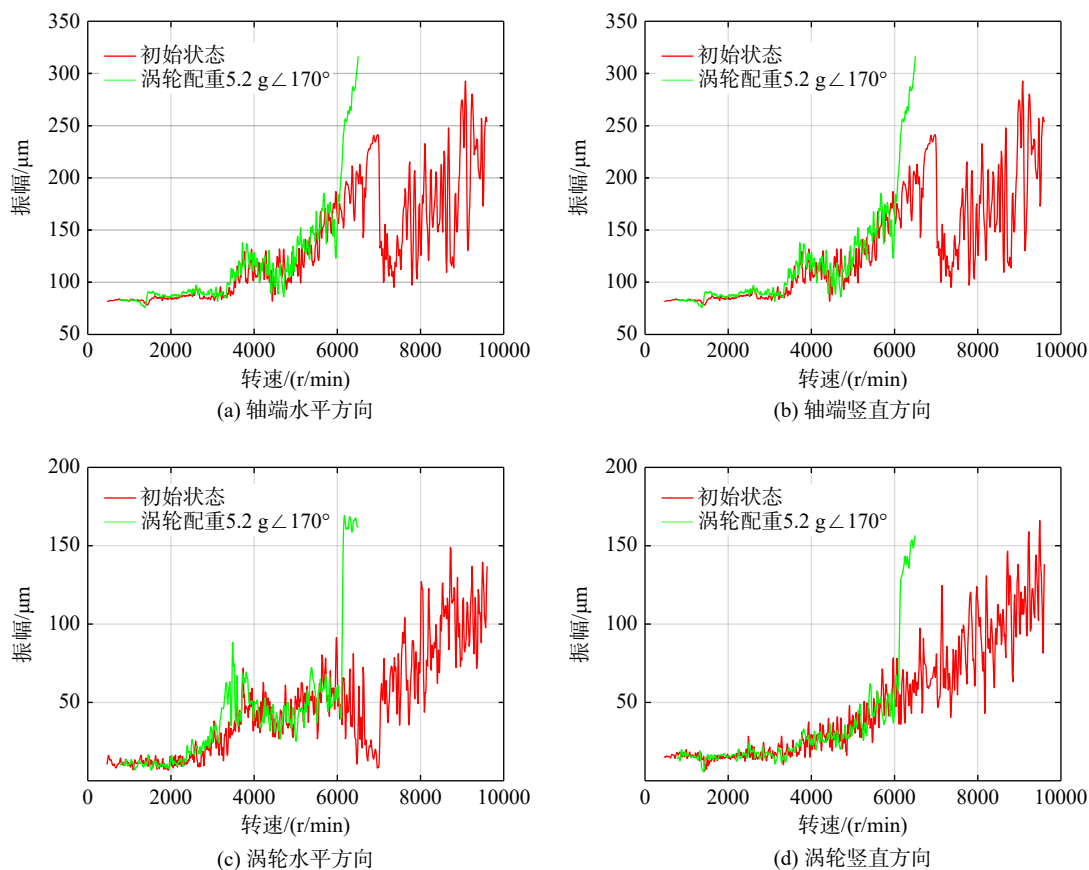
图 11 转速对刚度理论值的影响
Fig. 11 Influence of speed on the theoretical value of stiffness

分析不平衡响应的敏感因素，了解动力学特征。图 12、图 13 中展示了转子的不平衡响应。1.93 g ∠ 180°表示在涡轮 180°相位添加了 1.93 g 配重作为不平衡量。

图 12 展示了涡轮端添加不平衡量前后，轴端和涡轮端的不平衡响应情况。从幅频特性曲线可以看出，在涡轮端 180°相角添加 1.93 g 不平衡量后，实验初期转速低于 2 000 r/min 时，振动位移幅值未发生显著改变，不平衡响应发生轻微改变。转速继续增大后，涡轮端和轴端的振动位移信号均发生显著增大，幅值改变达 1 倍以上，特别是 6 000~7 500 r/min 阶段，发生显著位移跳跃，表明涡轮泵转子对不平衡量较为敏感。同时轴端振动幅值高于涡轮端，水平和竖直信号未发现明显差异，与轴端悬臂段尺寸较长相符。同时，在平衡前的初始状态，转速在 6 000~7 500 r/min 阶段，振动达到阈值，危害测试安全，因此停止升速过程。平衡后振动超标未出现，平稳达到设定转速区间，从而导致平衡前后的转速范围不一致。

图 13 展示了轴端端添加不平衡量前后，轴端和涡轮端的不平衡响应。与图 12 类似，当轴端

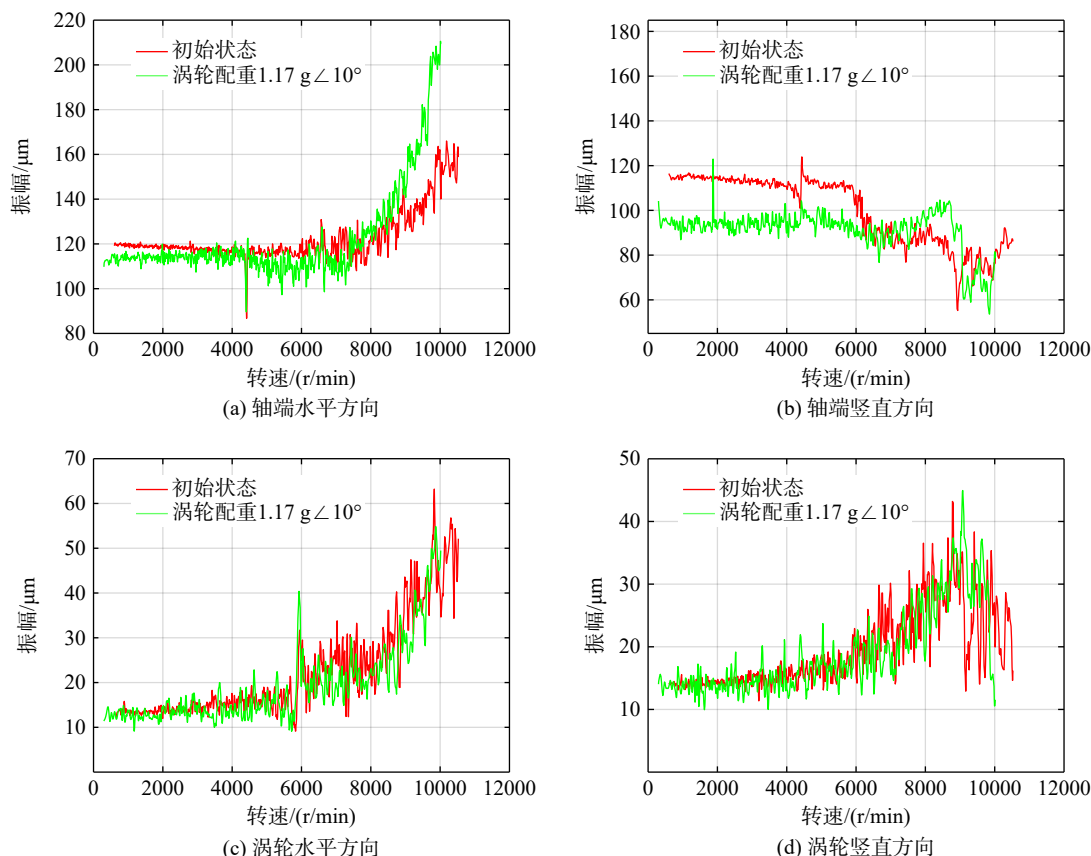


图 12 涡轮配重 $1.93\text{ g} \angle 180^\circ$ 前后幅频曲线Fig. 12 Amplitude-frequency curve before and after adding unbalance at the turbine end $1.93\text{ g} \angle 180^\circ$ 图 13 轴端添加 $5.2\text{ g} \angle 170^\circ$ 配重前后幅频曲线Fig. 13 Amplitude-frequency curve before and after adding unbalance at the shaft end $5.2\text{ g} \angle 170^\circ$

170° 相角施加 5.2 g 配重后, 实验转速低于 2000 r/min , 振动不平衡响应仅轻微改变。转速继续增大到 6100 r/min 后, 涡轮端和轴端的振动位移信号均发生明显跳跃。以上结果表明, 未安装辅助支承装置时, 转子出现振动幅值突增现象, 涡轮泵对不平衡量敏感, 影响涡轮泵高速下的稳定运行。同样由于平衡前出现振动超标, 导致平衡前后的转速范围不一致。

3.3 轴向力对涡轮泵动力学特性的影响

探究转子试验器的动力学基础特性后, 根据轴承负载能力, 选择开槽弹簧和 1 mm 垫片配合安装, 实现 1850 N 轴向力的施加, 从而与未施加轴向力的试验进行对照, 探究辅助支承装置对涡轮泵振动特性的影响。图 14 展示了在涡轮端 10° 添加 1.17 g 配重前后的幅频特性曲线对比。可以看出在安装辅助支承, 施加轴向力后, 涡轮处的

图 14 涡轮添加配重 $1.17 \text{ g} \angle 10^\circ$ 前后幅频曲线 ($F_a=1850 \text{ N}$)Fig. 14 Amplitude-frequency curve before and after adding unbalance at the turbine end $1.17 \text{ g} \angle 10^\circ$ ($F_a=1850 \text{ N}$)

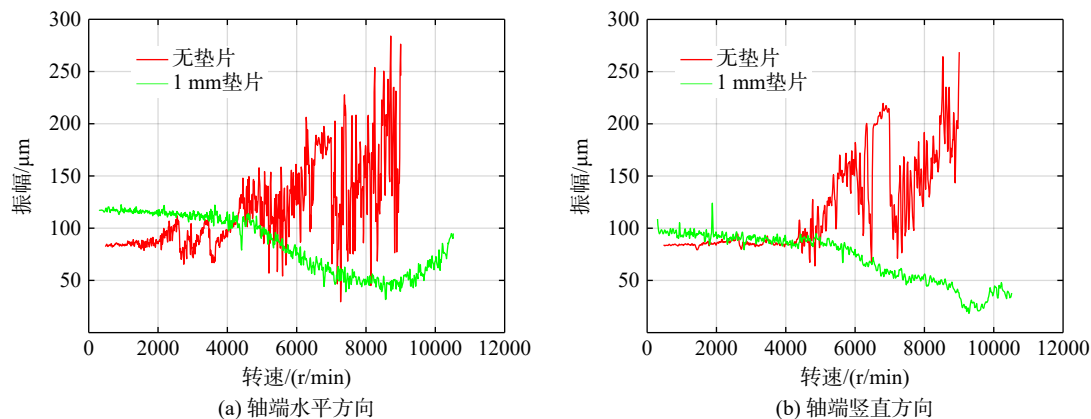
不平衡量对振动响应的影响可以忽略,未引起位移幅值的突增。表明轴向力引入后,涡轮泵对不平衡量的敏感程度被弱化。

为了进一步说明,轴向力对转子动力学特性的影响,图 15 展示了施加轴向力前后的幅频特性曲线。可以看出未安装辅助支承装置时,4500 r/min 之后,轴端和涡轮端的振动幅值出现显著跃升,并逐渐增大。安装辅助支承后,明显跳跃不再发生,振动幅值显著降低。以上结果表明轴向力使转子动力学特征更加稳定,有利于高转速的持续运行。

3.4 轴向力对轴承刚度的影响

测试表明辅助支承引入的轴向力减弱了转子对不平衡量的敏感性,降低转子振动。为深入探究轴向力对涡轮泵动力学响应的影响机理,参照文中第 2.4 节的辨识方法,利用涡轮端添加不平衡量后的响应,辨识轴承刚度,针对安装辅助支承前后都展开分析。

图 16 展示了引入轴向力前后,刚度辨识值随转速的演化规律。可以看出,添加辅助支承装置前,随着转速增加,轴承刚度辨识值也增大。这是因为轴承外环不旋转,内环旋转,转速增加



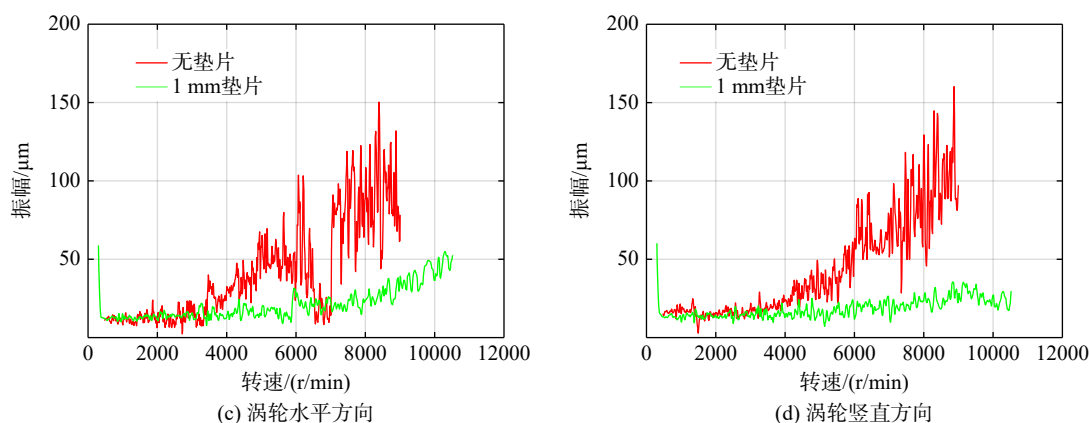


图 15 安装辅助支承前后的转子幅频特性曲线对比

Fig. 15 Comparison of rotor amplitude-frequency characteristic curves before and after installation of auxiliary supports

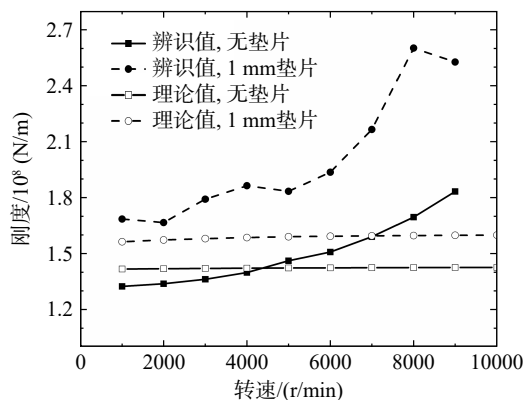


图 16 轴向力及转速对轴承刚度的影响

Fig. 16 Influence of axial force and speed on the bearing stiffness of turbo pump

将引起内环膨胀,进而增加了滚动体与内外环的接触角,从而引起刚度的增加。这与理论值的趋势是相近的,但是由于理论模型中的轴承游隙、供油状态难以准确测量,与试验状态存在一定区别,导致刚度的理论与实验值存在一定差异。另一方面,施加轴向力后,刚度辨识结果亦随之增大,这表明轴向力引起了轴承内外环间的轴向位移,增大了接触角,增大了接触载荷,提高了轴承刚度。试验发现的这种刚度动态演化现象,进一步表明轴向力引入后,对刚度的影响降低了不平衡响应,进而改善转子动力学特征,降低了涡轮泵振动。

以上结果表明,涡轮泵轴承刚度是转子动力学特性的重要参数。源于涡轮泵结构和运行特点,轴向力显著增加了轴承刚度,继而降低了涡轮泵的不平衡响应幅值,同时减弱了其对不平衡量的敏感性,最终改善了涡轮泵的动力学特性,为涡轮泵稳定运行提供理论基础。

4 结 论

涡轮泵作为火箭发动机的关键部件,其在运行中承受的轴向力,对动力学特性影响显著,本文从理论模型与试验验证两方面入手,深入探究轴向力对转子动力学的影响机理。主要结论如下:

1) 利用涡轮泵转子试验器,借助辅助支承装置施加轴向载荷,试验发现轴向力显著降低了涡轮泵对不平衡量的敏感性,进而削弱转子振动,对转子高转速稳定运行有积极影响。

2) 从接触角出发,建立轴承刚度的理论模型,发现轴向力会引起轴承内外环间的轴向位移,从而增大轴承刚度;而转速的增加会使减小游隙,增大接触角,进而增大轴承刚度,从而揭示了以上参数对刚度的作用机理。

3) 基于传递矩阵法建立了刚度辨识模型,并通过辨识结果,阐明了轴向力和转速对刚度的影响规律,并于理论值取得良好对比。从而揭示了刚度特性是轴向力影响动力学特性的主要机制,为涡轮泵转子的设计提供了重要理论支撑。

参考文献:

- [1] 金路,王俨凯,王彤,等. 涡轮泵转子失稳故障分析[J]. 火箭推进, 2020, 46(4): 23-30.
JIN Lu, WANG Yankai, WANG Tong, et al. Analysis and diagnosis of turbine pump rotor instability[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2020, 46(4): 23-30. (in Chinese)
- [2] 李斌,闫松,杨宝锋. 大推力液体火箭发动机结构中的力学问题[J]. 力学进展, 2021, 51(4): 831-864.
LI Bin, YAN Song, YANG Baofeng. Mechanical problems of the large thrust liquid rocket engine[J]. Advances in Mechanics, 2021, 51(4): 831-864. (in Chinese)
- [3] 黄道琼,王振,杜大华. 大推力液体火箭发动机中的动力学问题[J]. 中国科学:物理学 力学 天文学, 2019, 49(2): 23-34.
HUANG Daoqiong, WANG Zhen, DU Dahua. Structural dynam-

- ics of the large thrust liquid rocket engines[J]. Scientia Sinica: Physica, Mechanica and Astronomica, 2019, 49(2): 23-34. (in Chinese)
- [4] 李斌, 陈晖, 马冬英, 等. 500 tf 级液氧煤油高压补燃发动机研制进展[J]. 火箭推进, 2022, 48(2): 1-10.
LI Bin, CHEN Hui, MA Dongying, et al. Development of 500 tf class high pressure stage combustion LOX/kerosene rocket engine[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2022, 48(2): 1-10. (in Chinese)
- [5] 杜大华, 李斌. 液体火箭发动机结构动力学设计关键技术研究综述[J]. 航空学报, 2023, 44(10): 027554.
DU Dahua, LI Bin. Review on key structural dynamic design technologies in liquid rocket engines[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2023, 44(10): 027554. (in Chinese)
- [6] 张振臻, 陈晖, 高玉闪, 等. 液体火箭发动机故障诊断技术综述[J]. 推进技术, 2022, 43(6): 15-33.
ZHANG Zhenzhen, CHEN Hui, GAO Yushan, et al. Review on fault diagnosis technology of liquid rocket engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(6): 15-33. (in Chinese)
- [7] 杨宝锋, 贾少锋, 李斌, 等. 大偏心及大扰动下涡轮泵密封转子动力特性[J]. 火箭推进, 2019, 45(6): 1-9.
YANG Baofeng, JIA Shaofeng, LI Bin, et al. Investigation on rotordynamic characteristics of a turbopump seal under large eccentricities and disturbances[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2019, 45(6): 1-9. (in Chinese)
- [8] ERTAS B H, VANCE J M. Effect of static and dynamic misalignment on ball bearing radial stiffness[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(4): 634-647.
- [9] 窦唯, 刘占生. 液体火箭发动机涡轮泵轴承支承刚度及轴向位置对转子系统临界转速的影响[J]. 导弹与航天运载技术, 2013(3): 18-22.
DOU Wei, LIU Zhansheng. Effect of turbo-pump bearing supporting stiffness and axial position on critical speed of rotor system in liquid rocket engine[J]. Missiles and Space Vehicles, 2013(3): 18-22. (in Chinese)
- [10] 窦唯, 褚宝鑫. 支承总刚度对涡轮泵转子临界转速及稳定性的影响[J]. 火箭推进, 2014, 40(1): 30-38.
DOU Wei, CHU Baoxin. Effect of bearing supporting stiffness on dynamic stability and critical speed of turbopump rotor system[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2014, 40(1): 30-38. (in Chinese)
- [11] 窦唯, 褚宝鑫, 刘占生. 轴承支承总刚度对液体火箭发动机涡轮泵转子系统稳定性影响研究[J]. 推进技术, 2013, 34(2): 254-262.
DOU Wei, CHU Baoxin, LIU Zhansheng. Effects of bearing supporting stiffness on dynamic stability of turbopump rotor system in liquid rocket engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(2): 254-262. (in Chinese)
- [12] 杜家磊, 李铭, 王怡萱, 等. 支承结构参与振动对涡轮泵转子动特性的影响[J]. 推进技术, 2023, 44(4): 210860.
DU Jialei, LI Ming, WANG Yixuan, et al. Effects of vibration of supporting structure on dynamic characteristics of a turbopump rotor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2023, 44(4): 210860. (in Chinese)
- [13] 王明凯, 闫柯, 马帅军, 等. 联合载荷作用下精密角接触球轴承动态特性演变规律[J]. 航空动力学报, 2022, 37(6): 1134-1149.
WANG Mingkai, YAN Ke, MA Shuaijun, et al. Evolutionary regularity of dynamic characteristics for precision angular contact ball bearing under combined loads[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6): 1134-1149. (in Chinese)
- [14] 李震, 王青山, 王瑞华, 等. 不同预载机制和过盈量下角接触球轴承的动力学特性[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20220334.
LI Zhen, WANG Qingshan, WANG Ruihua, et al. Dynamic characteristics of angular contact ball bearings under different preloading mechanisms and interference amount[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20220334. (in Chinese)
- [15] 蒋云帆, 廖明夫. 航空发动机高压转子前轴承刚度特性分析[J]. 推进技术, 2014, 35(8): 1123-1130.
JIANG Yunfan, LIAO Mingfu. Stiffness characteristics analysis on high-pressure rotor front bearing of aero-engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2014, 35(8): 1123-1130. (in Chinese)
- [16] 蒋云帆, 廖明夫, 陈静, 等. 发动机轴承装配条件对支承刚度的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(2): 348-354, 421.
JIANG Yunfan, LIAO Mingfu, CHEN Jing, et al. Support stiffness dependent on aero-engine bearing assembly conditions[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(2): 348-354, 421. (in Chinese)
- [17] 洪杰, 王华, 肖大为, 等. 转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析[J]. 航空发动机, 2008, 34(1): 23-27.
HONG Jie, WANG Hua, XIAO Dawei, et al. Effects of dynamic stiffness of rotor bearing on rotordynamic characteristics[J]. Aero-engine, 2008, 34(1): 23-27. (in Chinese)
- [18] 景晓东. 某型航空发动机转子支承动刚度的有限元分析[D]. 沈阳: 沈阳航空航天大学, 2013.
JING Xiaodong. Finite element analysis of rotor support dynamic stiffness of an aeroengine[D]. Shenyang: Shenyang Aerospace University, 2013. (in Chinese)
- [19] 黄金平, 薛杰, 窦昱, 等. 涡轮泵准刚性转子的临界转速识别[J]. 火箭推进, 2022, 48(3): 25-31.
HUANG Jinping, XUE Jie, DOU Yu, et al. Critical speed identification of quasi-rigid rotor for turbo-pump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2022, 48(3): 25-31. (in Chinese)
- [20] 杜家磊, 王怡萱, 李铭, 等. 超高转速氢涡轮泵柔性转子动特性仿真分析[J]. 火箭推进, 2022, 48(2): 86-93.
DU Jialei, WANG Yixuan, LI Ming, et al. Dynamic characteristics simulation and analysis for the flexible rotor of an ultrahigh speed hydrogen turbopump[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2022, 48(2): 86-93. (in Chinese)
- [21] 王维彬, 巩岩博. 50 吨级液氧火箭发动机的设计与研制[J]. 推进技术, 2021, 42(7): 1458-1465.
WANG Weibin, GONG Yanbo. Design and development of 50-ton LOX/LH₂ rocket engine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2021, 42(7): 1458-1465. (in Chinese)
- [22] 弓路家. 液氧涡轮泵轴向力计算及空化流场分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016.
GONG Lujia. Axial force calculation and cavitation flow field analysis of liquid oxygen turbopump[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016. (in Chinese)
- [23] 鲁鹏, 廖明夫, 李明. 一种动刚度的测试方法及其在动平衡中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(2): 207-211.
LU Peng, LIAO Mingfu, LI Ming. Dynamic stiffness test and its application in analysis of unbalance response of rotors[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(2): 207-211. (in Chinese)
- [24] 乔留春. 弹支结构用异型轴承刚度特性分析及试验研究[D]. 辽宁大连: 大连理工大学, 2018.
QIAO Liuchun. Analysis and experimental study on stiffness characteristics of special-shaped bearings for elastic-supported structures[D]. Dalian Liaoning: Dalian University of Technology, 2018.

- (in Chinese)
- [25] 雷晓波, 廖明夫, 鲁鹏, 等. 一种测量转子动刚度的方法及应用[J]. 科学技术与工程, 2013, 13(15): 4284-4289.
LEI Xiaobo, LIAO Mingfu, LU Peng, et al. A method of measuring rotor dynamic stiffness and application[J]. Science Technology and Engineering, 2013, 13(15): 4284-4289. (in Chinese)
- [26] 赵文涛. 考虑实测支承动刚度的航空发动机整机振动建模及验证[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2012.
ZHAO Wentao. Modeling and verification of aero-engine vibration considering measured dynamic stiffness of support[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2012. (in Chinese)
- [27] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis: 2 volume set[M]. Boca Raton, US: CRC Press, 2006.
- [28] 廖明夫. 航空发动机转子动力学[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2015.
LIAO Mingfu. Rotor dynamics of aero-engine[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2015. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)